

Med. C.E. - 1-4-7

EP03/14174

Ministero delle Attività Produttive

Direzione Generale per lo Sviluppo Produttivo e la Competitività

Ufficio Italiano Brevetti e Marchi

Ufficio G2



Invenzione Industriale

Autenticazione di copia di documenti relativi alla domanda di brevetto per:

N.
MI2002 A 002660

REC'D 25 FEB 2004
WIPO PCT

Si dichiara che l'unità copia è conforme ai documenti originali
depositati con la qualità di brevetto superaspettativa, i cui dati
risultano dall'accluso processo verbale di deposito.

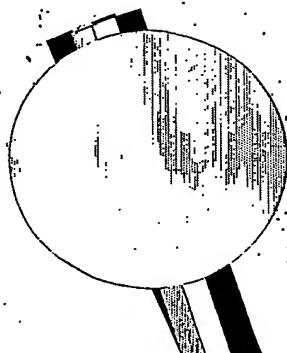
Best Available Copy

12 DIC. 2003

Roma, II

IL DIRIGENTE

D.ssa Paola DI CINTIO



PRIORITY DOCUMENT
SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH
RULE 17.1(a) OR (b)

RIASSUNTO INVENZIONE CON DISEGNO PRINCIPALE, DESCRIZIONE E RIVENDICAZIONE

NUMERO DOMANDA MI2002A 002660

REG. A

DATA DI DEPOSITO

17/12/2002

DATA DI RILASCIO

17/12/2002

D. TITOLO

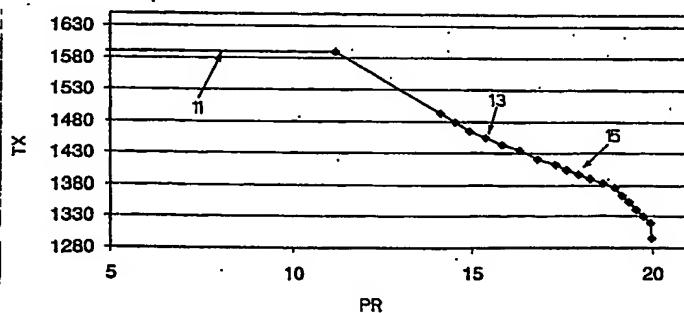
" Metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero ".

E. RIASSUNTO

Un metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero, del tipo in cui la protezione di detta turbina è attuata da un primo anello di regolazione che controlla una apertura di valvole di combustibile per mantenere, entro limiti massimi prestabiliti, una temperatura T_{fire} di gas in ingresso a una prima ruota di detta turbina e un rapporto combustibile - aria C/A: tale regolazione avviene in maniera tale che la temperatura di scarico TX assuma valori calcolati con una approssimazione lineare e cioè come somma di una temperatura T_{Xbase} di riferimento a cui si aggiungono correzioni che riguardano un singolo parametro ambiente o di funzionamento che differisce da quello di riferimento; un secondo anello di regolazione che controlla l'apertura di una valvola (valvola di bleed) posta fra la mandata del compressore assiale e l'atmosfera, provvede alla regolazione del rapporto C/A: tale regolazione avviene in maniera tale che la temperatura di scarico TX assuma valori calcolati con una approssimazione lineare.

M. DISEGNO

Fig.1

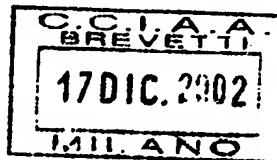


DESCRIZIONE dell'invenzione industriale

a nome: NUOVO PIGNONE HOLDING S.p.A.

di nazionalità: italiana

con sede in: FIRENZE FI



----- MI 2002A 002660

La presente invenzione si riferisce ad un metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero.

Com'è noto, le turbine a gas a doppio albero sono macchine costituite da un compressore, da una o più camere di combustione, da due ruote turbina ad uno o più stadi; una ruota turbina è collegata mediante albero al compressore, l'altra ruota è collegata al carico mediante il secondo albero.

Al compressore viene alimentata aria proveniente dall'ambiente esterno per portarla in pressione. Il compressore può essere provvisto di opportune valvole di sfiato, dette anche valvole di bleed, che scaricano all'atmosfera parte dell'aria compressa.

L'aria in pressione passa all'esterno delle camicie della camera di combustione, raffreddandole, e giunge quindi ad una serie di bruciatori i quali hanno lo scopo di miscelare l'aria e il gas combustibile (proveniente da tubazioni esterne) realizzando una miscela aria-gas da bruciare. La pre-

miscelazione dell'aria con il gas consente di contenere la temperatura locale nella successiva zona di combustione primaria, limitando quindi la formazione di inquinanti quali ossidi di azoto.

La reazione di combustione avviene all'interno delle camicie dove si realizza l'aumento di temperatura e quindi di entalpia dei gas.

Successivamente, il gas ad alta temperatura ed alta pressione raggiunge, attraverso opportuni condotti, i differenti stadi della turbina, la quale trasforma l'entalpia del gas in energia meccanica disponibile ad un utilizzatore.

E' noto che per ottenere il massimo rendimento da una determinata turbina a gas è necessario che la temperatura del gas in ingresso alla prima ruota turbina, chiamata nel seguito temperatura T_{Fire} , sia la più elevata possibile; tuttavia i valori massimi di temperatura raggiungibili nell'impiego della turbina sono limitati dalla resistenza dei materiali impiegati.

E' noto inoltre che per ottenere basse emissioni di inquinanti è necessario regolare opportunamente il rapporto combustibile - aria (indicato nel seguito per brevità C/A); tuttavia i valori ammissibili per C/A sono limitati da problemi di spegnimento della

turbina a gas o di innesco di pulsazioni di pressione nelle camere di combustione.

In pratica, si ha l'esigenza di progettare un ciclo termodinamico per la turbina a gas a doppio albero che consenta un rendimento elevato insieme a basse emissioni inquinanti.

Tuttavia, il ciclo termodinamico nominale di una turbina a gas è modificato nelle applicazioni pratiche da fattori di disturbo quali:

- variazioni delle condizioni ambiente (pressione, temperatura e umidità);
- variazioni delle perdite di pressione sui condotti di aspirazione dell'aria in ingresso;
- variazioni delle perdite di pressione sui condotti di scarico dei gas esausti;
- variazioni della velocità dell'albero di bassa pressione (collegato all'utenza).

Tali fattori di disturbo, se non tenuti in dovuta considerazione, possono comportare i seguenti effetti:

- mancato raggiungimento della massima temperatura T_{Fire} in ingresso alla prima ruota turbina in condizioni di pieno carico (con

conseguente riduzione delle prestazioni termodinamiche della turbina);

- superamento della massima temperatura TFire in ingresso alla prima ruota turbina in condizioni pieno carico con conseguente riduzione degli intervalli di tempo di manutenzione della turbina;

- mancato raggiungimento del corretto rapporto combustibile - aria C/A in camera di combustione con conseguente aumento delle emissioni di inquinanti, quali ossidi di azoto (in seguito chiamati per brevità anche NOx) e monossido di carbonio, insorgenza di pericolose pulsazioni di pressione in camera di combustione oppure spegnimento della camera di combustione.

Scopo della presente invenzione è quindi quello di fornire una tecnica di regolazione di TFire e C/A in grado di ovviare agli inconvenienti in precedenza menzionati, in particolare indicando un metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero, che permetta di ottenere elevati rendimenti di macchina insieme a basse emissioni inquinanti.

Altro scopo della presente invenzione è quello di indicare un metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero che



sia affidabile, attuato mediante relazioni semplici facilmente implementabili sui pannelli di controllo delle macchine.

Questi ed altri scopi secondo la presente invenzione sono raggiunti indicando un metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero come esposto nella rivendicazione 1.

Ulteriori caratteristiche del metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero sono previste nelle rivendicazioni successive.

Le caratteristiche ed i vantaggi di un metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero secondo la presente invenzione risulteranno maggiormente chiari ed evidenti dalla descrizione seguente, esemplificativa e non limitativa, riferita ai disegni schematici allegati nei quali:

la figura 1 è una correlazione fra la temperatura di scarico TX e il rapporto di compressione PR relativa a condizioni di funzionamento in cui la macchina ha raggiunto il valore limite di TFire o di C/A in condizioni standard, cioè con velocità della ruota di bassa pressione pari al 100%, perdite di pressione nulle

nei condotti di aspirazione e scarico e umidità relativa pari al 60%; tale curva rappresenta la massima temperatura di scarico ammissibile per la turbina a gas;

la figura 2 mostra due curve di massima temperatura di scarico in condizioni di funzionamento standard: la prima curva 21 rappresenta la curva di massima temperatura di scarico dovuto al raggiungimento del valore limite di TFire; la seconda 23 rappresenta la curva di massima temperatura di scarico dovuto al raggiungimento del valore limite di C/A;

la figura 3 mostra come la curva di massima temperatura di scarico dovuto al valore limite di TFire si modifica per effetto della variazione della velocità della ruota di bassa pressione;

la figura 4 mostra come la curva di massima temperatura di scarico dovuto al valore limite di C/A si modifica per effetto della variazione della velocità della ruota di bassa pressione;

la figura 5 è un grafico di correlazione tra la variazione di massima temperatura di scarico dovuta ad una variazione dell'umidità ambientale rispetto a al valore standard del 60%;

la figura 6 è la correlazione tra la variazione

di massima temperatura di scarico dovuta ad una variazione delle perdite di pressione nei condotti di aspirazione rispetto al valore standard di 0 mm di acqua (ossia, per brevità, 0 mmH₂O);

la figura 7 è la correlazione tra la variazione di massima temperatura di scarico dovuta ad una variazione delle perdite di pressione nei condotti di scarico rispetto al valore standard di 0 mmH₂O;

la figura 8 è una correlazione fra la temperatura di scarico TX e il rapporto di compressione PR e la temperatura ambiente (utilizzata come parametro libero) relativa a condizioni di funzionamento in cui la macchina ha raggiunto il valore nominale di C/A in condizioni standard cioè con velocità della ruota di bassa pressione pari al 100%, perdite di pressione nulle nei condotti di aspirazione e scarico e umidità relativa pari al 60%; tale curva rappresenta la temperatura di scarico desiderata per ottenere il valore nominale di C/A;

la figura 9 è ottenuta dalla figura 8 adimensionalizzandola rispetto alla temperatura ambiente;

la figura 10 rappresenta l'insieme delle curve adimensionalizzate (come la figura 9) relative a diverse velocità della ruota di bassa pressione;

la figura 11 mostra la correlazione tra la variazione della temperatura di scarico necessaria per ottenere C/A nominale e dovuta ad una variazione dell'umidità ambientale rispetto a al valore standard di 60%;

la figura 12 è la correlazione tra la variazione di temperatura di scarico necessaria per ottenere C/A nominale e dovuta ad una variazione delle perdite di pressione nei condotti di aspirazione rispetto al valore standard di 0 mmH2O;

la figura 13 è la correlazione tra la variazione di temperatura di scarico necessaria per ottenere C/A nominale e dovuta ad una variazione delle perdite di pressione nei condotti di scarico rispetto al valore standard di 0 mmH2O.

Con riferimento alle figure, viene indicato un metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero.

Il sistema di controllo si compone di due anelli di regolazione in retroazione mediante i quali si svolgono le seguenti azioni in maniera indipendente:

1. Primo anello: protezione della macchina mediante limitazione dell'apertura delle valvole del combustibile per mantenere TFire e C/A entro i limiti prestabiliti;



2. Secondo anello: regolazione di C/A mediante regolazione dell'apertura della valvola di bleed.

Iniziamo a parlare dell'anello di regolazione adibito alla protezione della macchina da elevati valori di TFire o di C/A.

Le condizioni limite di lavoro a pieno carico sono determinate quando si verifica uno dei seguenti casi:

- raggiungimento del massimo rapporto tra combustibile e aria in camera di combustione C/A, ovvero massimo incremento di temperatura Trise dei gas in camera di combustione;
- massima temperatura TFire;

Questi limiti possono essere espressi per mezzo di una curva su un piano PR - TX ovvero di una curva che fornisce la temperatura di scarico TX in funzione del rapporto di compressione PR del compressore assiale: quando si raggiungono condizioni su questa curva, il flusso di combustibile viene ridotto, così che la curva rappresenta una curva di massima temperatura di scarico ammissibile.

Nella figura 1 è mostrato un grafico di un esempio di curva di massima temperatura di scarico ammissibile TX, espressa in gradi Rankine, al 100%

della velocità di carico (cioè la velocità dell'albero di bassa pressione a cui è applicato il carico) con 0 mmH₂O di predite di pressione in aspirazione e scarico e 60% umidità relativa, in funzione del rapporto di compressione PR.

Più precisamente, la curva del grafico della figura 1 comprende tre zone.

Per bassi rapporti di compressione PR, si ha una zona orizzontale 11 di massima temperatura di scarico TX dovuta a limiti sui materiali del condotto di scarico. Al crescere del rapporto di compressione PR, la curva scende con una zona 13 ove interviene il limite dovuto alla massima TFire.

Si prosegue poi con una zona 15 ove è determinante il limite della massima Trise, e la temperatura TX decresce ulteriormente con l'aumentare del rapporto di compressione PR.

Nella figura 2 sono visibili due curve di massima temperatura di scarico ammissibile TX, in funzione del rapporto di compressione PR.

Più precisamente, esiste una curva 21 legata alla massima temperatura TFire ed una curva 23 legata alla massima Trise. Le due curve 21 e 23 hanno un andamento in prima approssimazione lineare con pendenza negativa: in particolare le due curve si

intersecano in 25.

La curva di controllo di temperatura TX effettiva viene determinata scegliendo la minima temperatura TX tra le curve 21 e 23, per ogni rapporto di compressione PR.

In questo modo, a bassi rapporti di compressione PR è determinante il limite della massima TFire, mentre dall'intersezione 25 in poi diventa fondamentale il limite della massima Trise.

La curva 21 legata alla massima TFire protegge la macchina da danni provocati da sovra-temperatura da surriscaldamento ed è sempre attiva.

La curva 23 dipende invece dal massimo rapporto C/A ammissibile, e quindi dalla massima Trise, e può essere modificata per realizzare i requisiti specifici del sistema di combustione.

È utile quindi avere le due curve 21 e 23 anche in due grafici separati, così da realizzare due differenti punti di riferimento o set-point per il regolatore di TX dell'anello di controllo del combustibile. Un selettore di minimo sceglierà l'appropriato set-point di temperatura di scarico TX, scegliendo il minimo tra i valori di TX ottenuti entrando con il rapporto di compressione PR nella curva 21 e nella curva 23.

In definitiva, ogni condizione ambientale ed ogni caratteristica di carico sull'albero di bassa pressione richiede una particolare curva di controllo di temperatura.

Per considerare le diverse situazioni, il metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero viene implementato come dalla formula seguente, al fine di avere una turbina a gas sempre in una configurazione ideale:

$$TX = TX_{base} + \Delta TX_{DPin} + \Delta TX_{Dpout} + \\ + \Delta TX_{Hum} + \Delta TX_{PCNLP}$$

Come si vede, si fa una approssimazione lineare dove:

- TX_{base} massima di temperatura di scarico ottenuta al 100% dei giri dell'albero di bassa pressione, 0mmH2O di perdite nei condotti di aspirazione e scarico e 60% di umidità relativa temperatura di riferimento (si veda la figura 1); è equivalente al minimo valore di TX ottenibile a parità di PR dalle curve 21 e 23 di figura 2;
- ΔTX_{DPin} ovvero correzione di temperatura TX dovuta a variazione delle perdite di pressione nei condotti di aspirazione rispetto al valore nominale di 0 mmH2O (si veda la figura 6);
- ΔTX_{Dpout} ovvero correzione di temperatura



TX dovuta a variazione delle perdite di pressione nei condotti di scarico rispetto al valore nominale di 0 mmH₂O (si veda la figura 7);

- DeltaTX_Hum ovvero correzione di temperatura TX dovuta a variazione dell'umidità relativa dell'aria rispetto al valore nominale del 60% (si veda la figura 5);

- DeltaTX_PCNLP ovvero correzione di temperatura TX dovuta a variazione della velocità dell'albero di bassa pressione rispetto al valore nominale del 100%; tale parametro è ottenuto come differenza fra Txbase e il minimo valore di TX ottenuto a parità di PR dalle curve di figura 3 e 4.

Nella precedente equazione quindi, la temperatura di scarico TX è ottenuta da una temperatura TXbase di riferimento, a cui si aggiungono quattro correzioni chiamate DeltaTX_Dpin, DeltaTX_Dpout, DeltaTX_Hum e DeltaTX_PCNLP.

Ogni termine di correzione riguarda un singolo parametro ambiente o di funzionamento che differisce da quello di riferimento, ed è calcolato con simulazioni della turbina a gas al calcolatore. Le simulazioni sono elaborate imponendo il raggiungimento della massima temperatura Tf_{fire} o della massima T_{rise} ammissibile, per ogni condizione

differente da quella di riferimento.

La temperatura di scarico TX ottenuta con le precedenti simulazioni viene comparata con la temperatura TXbase di riferimento, al fine di valutare in maniera appropriata i termini di correzione, come differenza.

Dal momento che sono state definite le due curve di controllo 21 e 23, due temperature TXbase sono fornite e ogni termine di correzione deve essere aggiunto ad entrambe.

Viene ora descritto come valutare il DeltaTX_PCNLP ovvero il termine di correzione di temperatura di scarico dovuto a differenze della velocità della turbina di bassa pressione (ove è applicato il carico) da quella di riferimento.

La velocità della turbina di bassa pressione è il parametro più importante per la correzione della temperatura di scarico TX, dal momento che essa agisce direttamente sull'efficienza della turbina di bassa pressione e quindi anche sulla Tfire.

Per rendere conto di questa importanza, una curva di temperatura massima di scarico è generata per ogni velocità considerata.

L'equazione per valutare la temperatura di scarico TX corrente diviene allora un poco differente

rispetto a quella scritta poco sopra e cioè si ha:

$$TX = TX_{base}(PCNLP) + \Delta_{TX_DPin} + \\ + \Delta_{TX_Dpout} + \Delta_{TX_Hum}$$

dove $TX_{base}(PCNLP)$ è la temperatura di riferimento ottenuta per la specifica velocità della turbina di bassa pressione.

Naturalmente esisteranno due valori di $TX_{base}(PCNLP)$: infatti c'è una curva 21 per la massima temperatura T_{fire} e c'è una curva 23 per la massima T_{rise} ammissibile. Così si avranno, esplicitando anche la dipendenza delle curve base dal rapporto di compressione PR:

$$TX_{maxTfire} = TX_{base_maxTfire}(PCNLP, PR) + \\ + \Delta_{TX_DPin} + \Delta_{TX_Dpout} + \Delta_{TX_Hum} \\ TX_{maxTrise} = TX_{base_maxTrise}(PCNLP, PR) + \\ + \Delta_{TX_DPin} + \Delta_{TX_Dpout} + \Delta_{TX_Hum}.$$

Entrambe le curve di temperatura $TX_{base_maxTfire}$ e $TX_{base_maxTrise}$ possono essere fornite anche sotto forma di tabelle a due dimensioni, essendo due le variabili indipendenti, e cioè il rapporto di compressione PR e la velocità di turbina di bassa pressione PCNLP.

Nella figura 3 è mostrato un grafico della massima temperatura TX, espressa in gradi Rankine, in funzione del rapporto di compressore PR, che consente

di raggiungere la max T_{fire}. Sono visibili una serie di curve 27, ognuna per un determinato valore di velocità PCNLP. Più precisamente, al crescere di tale velocità, la curva 27 ha generalmente una pendenza negativa sempre maggiore, risultando sempre di tipo decrescente al crescere del rapporto di compressione PR.



Nella figura 4 è mostrato un grafico della massima temperatura TX, espressa in gradi Rankine, in funzione del rapporto di compressore PR, che consente di raggiungere la max Trise. Sono visibili una serie di curve 29, ognuna per un determinato valore di velocità PCNLP. Più precisamente, al crescere di tale velocità, la curva 29 ha generalmente una pendenza negativa sempre maggiore, risultando sempre di tipo decrescente al crescere del rapporto di compressione PR.

Viene ora descritto come valutare il termine DeltaTX_Hum, ovvero la correzione di temperatura TX che tiene conto dell'umidità ambientale.

In realtà, il vero parametro significativo per caratterizzare l'umidità atmosferica non è l'umidità relativa RH, che dipende anche dalla temperatura e dalla pressione atmosferica, ma l'umidità specifica SH, che è il contenuto assoluto di acqua

nell'atmosfera.

Inoltre, secondo la pratica corrente, le curve di massima temperatura di scarico TX sono ottenute considerando l'umidità relativa costante e pari al 60%.

Per le due ragioni anzidette, il parametro più conveniente per esprimere il contenuto di umidità nell'aria sembra essere la differenza DeltaSH, definita come la differenza tra l'umidità specifica effettiva e l'umidità specifica ad una umidità relativa RH del 60% (alle stesse condizioni di temperatura e pressione atmosferica) e cioè in formula:

$$\text{DeltaSH} = \text{SH_corrente} - \text{SH_60\%RH} .$$

Mettendo a grafico il DeltaTX_Hum in funzione del DeltaSH, si evidenzia una correlazione lineare tra queste due variabili.

Quindi, allo scopo di implementare la correzione dovuta all'umidità atmosferica nel metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero secondo l'invenzione, è necessario avere due correlazioni e precisamente:

- il DeltaTX_Hum in funzione del DeltaSH che è disponibile leggendo la figura 5;
- il SH_60%RH in funzione della temperatura

atmosferica, che è ricavabile interpolando i valori seguenti, dove la temperatura è espressa in gradi Rankine:

SH_60%RH (T=419,67) = 0,000070;
SH_60%RH (T=428,67) = 0,000116;
SH_60%RH (T=437,67) = 0,000188;
SH_60%RH (T=446,67) = 0,000299;
SH_60%RH (T=455,67) = 0,000464;
SH_60%RH (T=464,67) = 0,000707;
SH_60%RH (T=473,67) = 0,001059;
SH_60%RH (T=482,67) = 0,001560;
SH_60%RH (T=491,67) = 0,002263;
SH_60%RH (T=500,67) = 0,003324;
SH_60%RH (T=509,67) = 0,004657;
SH_60%RH (T=518,67) = 0,006367;
SH_60%RH (T=527,67) = 0,008670;
SH_60%RH (T=536,67) = 0,011790;
SH_60%RH (T=545,67) = 0,015966;
SH_60%RH (T=554,67) = 0,021456;
SH_60%RH (T=563,67) = 0,028552;
SH_60%RH (T=572,67) = 0,037585;
SH_60%RH (T=581,67) = 0,048949.

Nella figura 5 è visibile la correlazione lineare, mostrata con la retta 31, tra DeltaTX_Hum, espresso in gradi Rankine, e DeltaSH.

Viene ora descritto il parametro DeltaTX_Dpin ovvero la correzione di temperatura dovuta alla perdita di pressione nei condotti di aspirazione.

Dal momento che come riferimento per le perdite nei condotti di aspirazione è stato scelto il valore zero, ovvero perdite nulle, la correzione DeltaTX_Dpin può essere espressa direttamente in funzione della perdita misurata DPin.

Elaborando diverse simulazioni imponendo il raggiungimento della max Tfire o della max Trise con perdite diverse da zero, è stata riconosciuta una correlazione tra il Dpin e il DeltaTX_Dpin. Tale correlazione è in prima approssimazione lineare ed è mostrata nella figura 6.

Più precisamente, nella figura 6 è visibile la correlazione lineare, mostrata con la retta 33, tra DeltaTX_Dpin, espresso in gradi Rankine, e Dpin, espresso in mm di acqua.

Viene ora esaminato il DeltaTX_Dpout ovvero la correzione di temperatura dovuta alla perdita di pressione nei condotti di scarico.

Dal momento che come riferimento per le perdite nei condotti di scarico è stato scelto il valore zero, ovvero perdite nulle, la correzione DeltaTX_Dpout può essere espressa direttamente in

funzione della perdita misurata DPout.

Elaborando diverse simulazioni imponendo il raggiungimento della max Tfire o della max Trise con perdite diverse da zero, è stata riconosciuta una correlazione tra il Dpout e il DeltaTX_Dpout. Tale correlazione è in prima approssimazione lineare ed è mostrata nella figura 7.

Più precisamente, nella figura 7 è visibile la correlazione lineare, mostrata con la retta 35, tra DeltaTX_Dpout, espresso in gradi Rankine, e Dpout, espresso in mm di acqua.

2° anello: ci occupiamo ora dell'anello di regolazione adibito al controllo di C/A (e quindi di Trise) mediante regolazione dell'apertura della valvola di bleed ai carichi parziali. Tale valvola è posta fra l'atmosfera e la mandata del compressore assiale. Il set point del regolatore dell'anello di controllo è ottenuto mediante insiemi mappe TX-PR ottenute per tutte le condizioni di funzionamento della macchina.

Per ogni condizione ambientale, esistono infinite curve di temperatura TX di scarico che garantiscono il raggiungimento del C/A nominale (o Trise nominale): in particolare, a parità di altre condizioni, si può definire una curva di controllo



per ogni valore della temperatura atmosferica.

Nella figura 8 è mostrato un grafico della massima temperatura TX per carichi parziali ad una data velocità dell'albero di bassa pressione, espressa in gradi Rankine, in funzione del rapporto di compressore PR. Sono visibili una serie di curve 37, ognuna per un determinato valore di temperatura atmosferica. Più precisamente, al crescere di tale temperatura, la curva 37 assume generalmente valori maggiori, risultando sempre di tipo decrescente al crescere del rapporto di compressione PR.

Secondo la presente invenzione, viene utilizzato un approccio a parametri corretti, in cui tutte le curve 37 suindicate si riducono ad una sola curva 39, mostrata nella figura 9, al fine di eliminare la dipendenza dalla temperatura atmosferica.

La curva 39 è ottenuta mediante la seguente trasformazione matematica:

$$TTX = TX \cdot (518.67/TCD)^X$$

dove:

- TX è la temperatura di scarico effettiva;
- 518.67 è una temperatura di riferimento, che in questo caso è espressa in gradi Rankine;
- TCD è la temperatura di scarico del compressore, espressa in una unità di misura

congruente con quella della costante, e quindi in gradi Rankine in questo caso;

- X è un esponente adimensionale calcolato in maniera tale da minimizzare lo scarto quadratico medio tra i valori di TTX così calcolati e la curva di interpolazione 39.
- TTX è la temperatura di scarico trasformata mediante la precedente relazione, detta nel seguito temperatura ridotta.

La curva 39 fornisce, noto il valore attuale di PR e dopo applicazione dell'inversa della trasformazione precedente, il set point per il regolatore di TX dell'anello di controllo del C/A (e quindi del Trise).

Usando la curva 39 si riesce ad evitare di dover inserire un grande numero di punti necessari a descrivere tutte le curve 37 della figura 8.

Anche se la dipendenza dalla temperatura atmosferica è rimossa, la curva di temperatura TX per carichi parziali dipende comunque dalle condizioni seguenti:

- perdita di pressione dei condotti di aspirazione;
- perdita di pressione dei condotti di scarico;
- umidità atmosferica;

- caratteristiche di carico (ad esempio tramite correlazione tra carico e velocità).

In analogia a quanto visto precedentemente circa la curva di massima temperatura di scarico, il metodo dei parametri corretti per le turbine a gas permette di tenere in considerazione le differenti condizioni di funzionamento dalle condizioni di progetto anche per le curve di controllo ai carichi parziali.

In formula si ha:

$$TX = TX_{base} + \Delta TX_{DPin} + \Delta TX_{Dpout} + \\ + \Delta TX_{RH} + \Delta TX_{PCNLP}$$

dove TX_{base} è ottenuta invertendo la formula scritta più sopra e precisamente:

$$TX_{base} = TTX / ((518.67/TCD)^x).$$

Ogni termine della equazione scritta sopra rappresenta una correzione alla curva della temperatura di riferimento che tiene in considerazione i parametri suindicati.

Ogni termine di correzione è calcolato con simulazioni della turbina a gas al calcolatore. Le simulazioni sono elaborate imponendo il raggiungimento del rapporto C/A desiderato (e quindi il raggiungimento della Trise desiderata), per ogni condizione differente da quella di riferimento e a differenti carichi parziali.

La temperatura di scarico TX ottenuta con le precedenti simulazioni viene comparata con la temperatura TXbase di riferimento, al fine di valutare in maniera appropriata i termini di correzione, come differenza.

Viene ora descritto come valutare il termine DeltaTX_PCNLP ovvero la correzione di temperatura di scarico dovuta alla velocità della turbina di bassa pressione ove è applicato il carico.

Come abbiamo già detto, la velocità della turbina di bassa pressione è il parametro più importante per la correzione della temperatura di scarico TX, dal momento che essa agisce direttamente sull'efficienza della turbina di bassa pressione e quindi anche sulla Tfire.

Per rendere conto di questa importanza, una curva di temperatura di scarico a carico parziale è generata per ogni velocità considerata.

L'equazione per valutare la temperatura di scarico TX corrente diviene perciò un po' differente rispetto a quella scritta poco sopra, e cioè si ha:

$$\begin{aligned} TX = & TXbase(PCNLP) + \Delta TX_{DPin} + \\ & + \Delta TX_{Dpout} + \Delta TX_{RH} \end{aligned}$$

dove TXbase(PCNLP) è la temperatura di riferimento ottenuta per la specifica velocità della



turbina di bassa pressione.

Nella figura 10 è mostrato un grafico della temperatura ridotta TTX, espressa in gradi Rankine, in funzione del rapporto di compressore PR. Sono visibili una serie di curve 41, ognuna per un determinato valore di velocità PCNLP. Per trovare il vero valore del parametro TXbase è necessario conoscere il valore dell'esponente X; tale esponente è funzione della velocità della ruota di bassa pressione e come esempio vengono riportati dei valori tipici per una turbine a due alberi:

se PCNLP = 105%, X = 0,323

se PCNLP = 100%, X = 0,33225

se PCNLP = 90%, X = 0,34

se PCNLP = 80%, X = 0,34425

se PCNLP = 70%, X = 0,351

se PCNLP = 60%, X = 0,348

se PCNLP = 50%, X = 0,3505.

Viene ora descritto come valutare il DeltaTX_RH ovvero la correzione di temperatura dovuta all'umidità ambientale.

Il valore di riferimento dell'umidità ambientale è il 60%. Il valore corrente del contenuto di acqua nell'aria (umidità specifica) non è costante, ma dipende dalla temperatura atmosferica.

Per valutare gli effetti dell'umidità in diverse condizioni, nell'invenzione si sono considerate:

- tre temperature ambientali (giornata estremamente fredda, condizioni secondo la norma ISO, giornata estremamente calda);
- tre umidità relative (0%, 60%, 100%);
- caratteristiche di carico secondo una legge cubica.

Si sono effettuati così nove casi di simulazioni imponendo il raggiungimento del valore di C/A, e quindi di T_{rise} , desiderato, al fine di realizzare il riferimento. Vengono poi riportati su un grafico in funzione di PR i valori di TX correnti.

La differenza tra il grafico suddetto e le curve base fornisce il Δ_{TX_RH} , e cioè in formula:

$$\Delta_{TX_RH} = TX - TX_{base}.$$

I valori di Δ_{TX_RH} , espressi in gradi Rankine, sono messi in grafico nella figura 11 in funzione del Δ_{SH} , Δ_{SH} essendo definito come la differenza tra il valore corrente dell'umidità specifica $SH_{corrente}$ e l'umidità specifica a $RH = 60\%$, $SH_{60\%RH}$, che è il valore di riferimento. In formula:

$$\Delta_{SH} = SH_{corrente} - SH_{60\%RH}.$$

La figura 11 mostra due rette 43 e 45, crescenti

al crescere del DeltaSH in cui la retta 43, valida per DeltaSH minori di 0, ha pendenza maggiore che la retta 45, valida per DeltaSH maggiori di 0, le due rette 43 e 45 passando in prossimità dell'origine degli assi. Ad esempio, il punto 44 sulla retta 43 è indicativo di diversi carichi parziali ad una temperatura ambientale di 50°C e RH=0%; il punto 46 sulla retta 45 è indicativo di diversi carichi parziali ad una temperatura ambientale di 50°C e RH=100%.

Più in particolare, dalla figura 11 si nota come:

- per una dato DeltaSH, il DeltaTX_RH è quasi indipendente dal carico e quindi anche dal rapporto di compressione PR (un massimo di scarto di 3 °F è osservato a 50°C e ad una RH dello 0%);
- il DeltaTX_TH è proporzionale al DeltaSH in maniera lineare, secondo i due tratti di rette 43 e 45.

La relazione tra SH_60%RH e temperatura ambientale è già stata descritta in precedenza.

Viene ora descritto il parametro DeltaTX_Dpin ovvero la correzione di temperatura di scarico dovuta alla perdita di pressione nei condotti di aspirazione.

Dal momento che come riferimento per le perdite nei condotti di aspirazione è stato scelto il valore zero, ovvero perdite nulle, la correzione ΔT_X_{Dpin} può essere espressa direttamente in funzione della perdita misurata D_{Pin} .

Per calcolare gli effetti della perdita di pressione sui condotti di aspirazione in differenti condizioni, nell'invenzione vengono considerate:

- tre temperature ambientali (giornata estremamente fredda, condizioni secondo la norma ISO, giornata estremamente calda);
- tre perdite di pressione sull'aspirazione (0, 100 e 200 mm di acqua);
- caratteristiche di carico secondo una legge cubica.

Le perdite considerate vengono opportunamente diminuite ad un carico parziale.

Si effettuano così nove casi di simulazioni imponendo il raggiungimento del valore di C/A , e quindi di T_{rise} , desiderato, al fine di realizzare il riferimento. Vengono poi riportati su un grafico in funzione di PR i valori di T_X correnti.

La differenza tra il grafico suddetto e le curve base forniscono il ΔT_X_{Dpin} , e cioè in formula:

$$\Delta T_X_{Dpin} = T_X - T_{Xbase}.$$



I valori di $\Delta T_{X,D_{pin}}$, espressi in gradi Rankine, sono messi in grafico nella figura 12 in funzione del D_{pin} .

La figura 12 mostra una retta 47, crescente al crescere del D_{pin} , espresso in mm di acqua.

Più in particolare, dalla figura 12 si nota come:

- per un dato D_{pin} , il $\Delta T_{X,D_{pin}}$ è quasi indipendente dal carico e quindi anche dal rapporto di compressione PR (è osservato un massimo di scarto di 2 °F);
- il $\Delta T_{X,D_{pin}}$ è proporzionale al D_{pin} in maniera lineare.

Viene ora descritto il parametro $\Delta T_{X,D_{pout}}$ ovvero la correzione di temperatura dovuta alla perdita di pressione nei condotti di scarico.

Dal momento che come riferimento per le perdite nei condotti di scarico è stato scelto il valore zero, ovvero perdite nulle, la correzione $\Delta T_{X,D_{pout}}$ può essere espressa direttamente in funzione della perdita misurata D_{pout} .

Per calcolare gli effetti della perdita di pressione sui condotti di scarico in differenti condizioni, nell'invenzione vengono considerate:

- tre temperature ambientali (giornata

estremamente fredda, condizioni secondo la norma ISO, giornata estremamente calda);

- tre perdite di pressione sullo scarico (0, 100 e 200 mm di acqua);

- caratteristiche di carico secondo una legge cubica.

Le perdite considerate vengono opportunamente diminuite ad un carico parziale.

Si effettuano così nove casi di simulazioni imponendo il raggiungimento del valore di C/A, e quindi di T_{rise} , desiderato, al fine di realizzare il riferimento. Vengono poi riportati su un grafico in funzione di PR i valori di TX correnti.

La differenza tra il grafico suddetto e le curve base forniscono il ΔT_{X_Dpout} , e cioè in formula:

$$\Delta T_{X_Dpout} = T_X - T_{Xbase}.$$

I valori di ΔT_{X_Dpout} , espressi in gradi Rankine, sono messi in grafico nella figura 13 in funzione del Dpout.

La figura 13 mostra una retta 49, crescente al crescere del Dpout, espresso in mm di acqua.

In conclusione, alla luce di quanto descritto, secondo il metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero della presente invenzione, la correlazione per calcolare la massima

temperatura di scarico TX è:

$$TX = TTX(PCNLP, PR) / ((518,67/TCD)^{X(PCNLP)}) + \\ + \Delta_{TX_RH} (\Delta_{SH}) + \\ + \Delta_{TX_Dpin} (Dpin) + \\ + \Delta_{TX_Dpout} (Dpout).$$

Il metodo secondo la presente invenzione è vantaggiosamente applicato in una turbina a gas a doppio albero dotata di sistema di abbattimento ossidi di azoto (NO_x) a secco (anche detto con terminologia anglosassone Dry Low NO_x ovvero DLN).

Dalla descrizione effettuata risultano chiare le caratteristiche del metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero, secondo la presente invenzione, così come chiari ne risultano i vantaggi.

Si vuole far rilevare, in particolare, che l'introduzione dei parametri corretti nel controllo delle turbine a doppio albero DLN permette la correzione e l'annullamento degli effetti dovuti ai fattori di disturbo mediante relazioni semplici e facilmente implementabili sugli attuali pannelli di controllo.

È chiaro infine che il metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero così concepito è suscettibile di numerose

modifiche e varianti, tutte rientranti nell'invenzione; inoltre tutti i dettagli sono sostituibili da elementi o parametri equivalenti.

L'ambito di tutela dell'invenzione è pertanto delimitato dalle rivendicazioni allegate.

Ing. Barzanò & Zanardo Milano S.p.A.



RIVENDICAZIONI

1. Metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero, caratterizzato dal fatto che una protezione di detta turbina è attuata da un primo anello di regolazione che controlla l'apertura delle valvole del combustibile per mantenere la temperatura T_{fire} del gas in ingresso alla prima ruota di detta turbina e il rapporto combustibile-aria C/A entro limiti prestabiliti; detta regolazione avviene in maniera tale che la temperatura di scarico T_X di set-point è calcolata come somma di una temperatura T_{Xbase} di riferimento a cui si aggiungono correzioni che riguardano un singolo parametro ambiente o di funzionamento che differisce da quello di riferimento.

2. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 1, caratterizzato dal fatto che dette correzioni sono calcolate con simulazioni di detta turbina a gas al calcolatore, dette simulazioni essendo elaborate imponendo un raggiungimento di un massimo di detta temperatura T_{fire} o di un massimo di detto rapporto combustibile-aria C/A, per ogni condizione differente da quella di riferimento.

3. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 1, caratterizzato dal fatto che dette correzioni sono

quattro, detta temperatura di scarico TX essendo espressa con la seguente formulazione

$$TX = TX_{base} + \Delta TX_DPin + \Delta TX_Dpout + \\ + \Delta TX_Hum + \Delta TX_PCNLP,$$

dove

ΔTX_DPin è una correzione di temperatura TX dovuta a variazione di perdite di pressione in condotti di aspirazione rispetto ad un valore nominale di 0 mmH2O,

ΔTX_Dpout è una correzione di temperatura TX dovuta a variazione di perdite di pressione in condotti di scarico rispetto ad un valore nominale di 0 mmH2O,

ΔTX_Hum è una correzione di temperatura TX dovuta a variazione di umidità relativa di aria rispetto ad un valore nominale del 60%,

ΔTX_PCNLP è una correzione di temperatura TX dovuta a variazione di velocità di albero di bassa pressione rispetto ad un valore nominale del 100%.

4. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 2, caratterizzato dal fatto che detta temperatura di scarico TX ottenuta con dette simulazioni viene comparata con detta temperatura TX_{base} di riferimento, al fine di valutare in maniera appropriata detti termini di correzione, come

differenza.

5. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 3, caratterizzato dal fatto che viene generata una curva di temperatura massima di scarico per ogni velocità considerata di detta turbina di bassa pressione.

6. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 5, caratterizzato dal fatto che una equazione per valutare detta temperatura di scarico TX corrente è:

$$\begin{aligned} TX = & TX_{base}(PCNLP) + \Delta TX_DPin + \\ & + \Delta TX_Dpout + \Delta TX_Hum \end{aligned}$$

dove $TX_{base}(PCNLP)$ è la temperatura di riferimento ottenuta per detta specifica velocità di detta turbina di bassa pressione.

7. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 6, caratterizzato dal fatto che esistono due valori di $TX_{base}(PCNLP)$, uno legato ad una curva (21) di massima temperatura T_{fire} ed uno legato ad una curva (23) di massimo aumento di temperatura T_{rise} di gas in camera di combustione.

8. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 7, caratterizzato dal fatto che detti due valori massimi sono rispettivamente:

$$\begin{aligned} TX_{maxTfire} = & TX_{base_maxTfire}(PCNLP, PR) + \\ & + \Delta TX_DPin + \Delta TX_Dpout + \Delta TX_Hum \end{aligned}$$

TX_maxTrise = TXbase_maxTrise(PCNLP, PR) +
+ DeltaTX_DPin + DeltaTX_Dpout + DeltaTX_Hum

dove è esplicitata anche una dipendenza dal rapporto di compressione PR.



9. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 8, caratterizzato dal fatto che dette curve di temperatura TXbase_maxTfire e TXbase_maxTrise sono fornite sotto forma di tabelle a due dimensioni, con rapporto di compressione PR e velocità di turbina di bassa pressione PCNLP come variabili indipendenti.

10. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 8, caratterizzato dal fatto che in un grafico di detta massima temperatura TX in funzione del rapporto di compressore PR che consente di raggiungere la massima Tfire, vengono rappresentate una serie di curve (27), ognuna per un determinato valore di velocità PCNLP, al crescere di tale velocità, detta curva (27) avendo generalmente una pendenza negativa sempre maggiore e risultando sempre di tipo decrescente al crescere del rapporto di compressione PR.

11. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 8, caratterizzato dal fatto che in un grafico di detta massima temperatura TX in funzione del rapporto di compressore PR che consente di

raggiungere la massima Trise, vengono rappresentate una serie di curve (29), ognuna per un determinato valore di velocità PCNLP, al crescere di tale velocità, detta curva (29) avendo generalmente una pendenza negativa sempre maggiore e risultando sempre di tipo decrescente al crescere del rapporto di compressione PR.

12. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 3, caratterizzato dal fatto che detta correzione DeltaTX_Hum dipende dall'umidità specifica SH e viene espressa in funzione di una differenza DeltaSH, definita come differenza tra umidità specifica effettiva e umidità specifica SH_60%RH ad una umidità relativa RH del 60% (alle stesse condizioni di temperatura e pressione atmosferica) e cioè in formula:

$$\text{DeltaSH} = \text{SH}_{\text{corrente}} - \text{SH}_{60\%RH} .$$

13. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 12, caratterizzato dal fatto che si evidenzia una correlazione lineare (31) tra detto DeltaTX_Hum e detto DeltaSH.

14. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 13, caratterizzato dal fatto che detta umidità SH_60%RH in funzione della temperatura atmosferica è ricavabile interpolando i valori

seguenti, dove la temperatura è espressa in gradi

Rankine:

SH_60%RH (T=419,67) = 0,000070;
SH_60%RH (T=428,67) = 0,000116;
SH_60%RH (T=437,67) = 0,000188;
SH_60%RH (T=446,67) = 0,000299;
SH_60%RH (T=455,67) = 0,000464;
SH_60%RH (T=464,67) = 0,000707;
SH_60%RH (T=473,67) = 0,001059;
SH_60%RH (T=482,67) = 0,001560;
SH_60%RH (T=491,67) = 0,002263;
SH_60%RH (T=500,67) = 0,003324;
SH_60%RH (T=509,67) = 0,004657;
SH_60%RH (T=518,67) = 0,006367;
SH_60%RH (T=527,67) = 0,008670;
SH_60%RH (T=536,67) = 0,011790;
SH_60%RH (T=545,67) = 0,015966;
SH_60%RH (T=554,67) = 0,021456;
SH_60%RH (T=563,67) = 0,028552;
SH_60%RH (T=572,67) = 0,037585;
SH_60%RH (T=581,67) = 0,048949.

15. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 3, caratterizzato dal fatto che detta correzione DeltaTX_Dpin viene espressa direttamente in funzione di una perdita misurata DPin.

16. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 15, caratterizzato dal fatto che si evidenzia una correlazione lineare (33) tra detto DeltaTX_Dpin e detto DPin.

17. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 3, caratterizzato dal fatto che detta correzione DeltaTX_Dpout viene espressa direttamente in funzione di una perdita misurata Dpout.

18. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 17, caratterizzato dal fatto che si evidenzia una correlazione lineare (35) tra detto DeltaTX_Dpout e detto DPout.

19. Metodo di controllo a parametri corretti per una turbina a gas a doppio albero, caratterizzato dal fatto che il controllo di detta turbina a carichi parziali è attuato da un secondo anello di regolazione che controlla l'apertura di una valvola di sfiato per mantenere l'aumento di temperatura Trise di gas in camera di combustione (e di conseguenza il rapporto combustibile-aria C/A) entro limiti prestabiliti; detta regolazione avviene mediante insiemi di mappe con temperatura di scarico TX in funzione del rapporto di compressione PR, ottenute per ogni condizione di funzionamento di detta turbina a gas.

20. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 19, caratterizzato dal fatto che viene definita una curva di controllo per ogni valore di temperatura atmosferica.

21. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 20, caratterizzato dal fatto che esistono grafici di relazione tra detta temperatura TX, per carichi parziali ad una data velocità dell'albero di bassa pressione, ed il rapporto di compressore PR, ogni curva di relazione (37) essendo associata ad un determinato valore di temperatura atmosferica, detta curva (37) assumendo generalmente valori maggiori al crescere di tale temperatura, risultando di tipo decrescente al crescere del rapporto di compressione PR.

22. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 21, caratterizzato dal fatto che dette curve (37) sono ridotte ad una sola curva (39), eliminando la dipendenza dalla temperatura atmosferica.

23. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 22, caratterizzato dal fatto che detta curva (39) è ottenuta mediante la seguente trasformazione matematica:

$$TTX = TX \cdot (518.67/TCD)^X$$



dove:

TX è la temperatura di scarico effettiva;

518.67 è una temperatura di riferimento;

TCD è la temperatura di scarico del compressore,
espressa in una unità di misura congruente con
quella della costante

X è un esponente adimensionale calcolato in
maniera tale da minimizzare lo scarto quadratico
medio tra i valori di TTX così calcolati e la
curva di interpolazione (39).

TTX è la temperatura di scarico trasformata
ovvero temperatura ridotta.

24. Metodo di controllo secondo la
rivendicazione 23, caratterizzato dal fatto che detta
curva (39) fornisce, noto il valore attuale di PR e
dopo applicazione dell'inversa di detta
trasformazione, la temperatura TXbase di riferimento
a partire dalla quale si calcola il set-point per il
regolatore di detto secondo anello di controllo del
C/A.

25. Metodo di controllo secondo la
rivendicazione 24, caratterizzato dal fatto che detta
temperatura di scarico TX è calcolata con una
approssimazione lineare come somma della temperatura
TXbase di riferimento a cui si aggiungono correzioni

che riguardano un singolo parametro ambiente o di funzionamento che differisce da quello di riferimento.

26. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 25, caratterizzato dal fatto che dette correzioni sono quattro, detta temperatura di scarico TX essendo espressa con la seguente formulazione

$$TX = TX_{base} + \Delta TX_DPin + \Delta TX_Dpout + \\ + \Delta TX_Hum + \Delta TX_PCNLP,$$

dove

TX_{base} è ottenuta invertendo detta trasformazione e cioè $TX_{base} = TTX / ((518.67/TCD)^X)$;

ΔTX_DPin è una correzione di temperatura TX dovuta a variazione di perdite di pressione in condotti di aspirazione rispetto ad un valore nominale di 0 mmH2O;

ΔTX_Dpout è una correzione di temperatura TX dovuta a variazione di perdite di pressione in condotti di scarico rispetto ad un valore nominale di 0 mmH2O;

ΔTX_Hum è una correzione di temperatura TX dovuta a variazione di umidità relativa di aria rispetto ad un valore nominale del 60%;

ΔTX_PCNLP è una correzione di temperatura TX dovuta a variazione di velocità di albero di bassa

pressione rispetto ad un valore nominale del 100%.

27. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 26, caratterizzato dal fatto che ogni termine di correzione è calcolato con simulazioni della turbina a gas al calcolatore, imponendo il raggiungimento del rapporto C/A desiderato, per ogni condizione differente da quella di riferimento e a differenti carichi parziali, detta temperatura di scarico TX ottenuta con dette simulazioni essendo comparata con la temperatura TXbase di riferimento, al fine di valutare in maniera appropriata i termini di correzione, come differenza.

28. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 27, caratterizzato dal fatto che in un grafico di detta massima temperatura TX in funzione del rapporto di compressore PR vengono rappresentate una serie di curve (41), ognuna per un determinato valore di velocità PCNLP.

29. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 28, caratterizzato dal fatto che una equazione per valutare la temperatura di scarico TX corrente è:

$$TX = TXbase(PCNLP) + DeltaTX_DPin + + DeltaTX_Dpout + DeltaTX_RH$$

dove TXbase(PCNLP) è la temperatura di

riferimento ottenuta per la specifica velocità della turbina di bassa pressione.

30. Metodo di controllo secondo rivendicazione 23 e 29, caratterizzato dal fatto che detto esponente X è funzione della velocità della ruota di bassa pressione.

31. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 30, caratterizzato dal fatto che l'esponente X, per velocità PCNLP intermedie, può essere calcolato per interpolazione dei valori di X calcolati alle velocità PCNLP considerate:

se PCNLP = 105%, X = 0,323

se PCNLP = 100%, X = 0,33225

se PCNLP = 90%, X = 0,34

se PCNLP = 80%, X = 0,34425

se PCNLP = 70%, X = 0,351

se PCNLP = 60%, X = 0,348

se PCNLP = 50%, X = 0,3505.

32. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 26, caratterizzato dal fatto che detta correzione DeltaTX_RH è stata calcolata considerando:

- tre temperature ambientali (giornata estremamente fredda, condizioni secondo la norma ISO, giornata estremamente calda);

- tre umidità relative (0%, 60%, 100%);



- caratteristiche di carico secondo una legge cubica.

33. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 32, caratterizzato dal fatto che sono effettuate nove simulazioni imponendo il raggiungimento del valore di C/A desiderato, al fine di realizzare il riferimento, essendo poi riportati su un grafico in funzione di PR i valori di TX correnti, una differenza tra detto grafico e curve base fornisce detto DeltaTX_RH, e cioè in formula:

$$\Delta\text{TX_RH} = \text{TX} - \text{TX}_{\text{base}}.$$

34. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 33, caratterizzato dal fatto che detti valori di DeltaTX_RH sono messi in grafico in funzione della differenza DeltaSH tra il valore corrente dell'umidità specifica SH_corrente e l'umidità specifica a $\text{RH} = 60\%$, SH_60%RH, che è il valore di riferimento e cioè

$$\Delta\text{SH} = \text{SH}_{\text{corrente}} - \text{SH}_{60\%RH}.$$

35. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 34, caratterizzato dal fatto che detto grafico mostra due rette (43, 45), crescenti al crescere del DeltaSH in cui una prima retta (43), valida per DeltaSH minori di 0, ha pendenza maggiore che la seconda retta (45), valida per DeltaSH

maggiori di 0, le due rette (43, 45) passando in prossimità dell'origine degli assi.

36. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 26, caratterizzato dal fatto che detta correzione DeltaTX_Dpin viene espressa direttamente in funzione della perdita misurata DPin.

37. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 36, caratterizzato dal fatto che vengono considerate:

- tre temperature ambientali (giornata estremamente fredda, condizioni secondo la norma ISO, giornata estremamente calda);
- tre perdite di pressione sull'aspirazione (0, 100 e 200 mm di acqua);
- caratteristiche di carico secondo una legge cubica.

38. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 37, caratterizzato dal fatto che si effettuano nove casi di simulazioni imponendo il raggiungimento del valore di C/A desiderato, al fine di realizzare il riferimento, essendo poi riportati su un grafico in funzione di PR i valori di TX correnti, la differenza tra detto grafico e le curve base fornendo detto DeltaTX_Dpin, e cioè in formula:

$$\text{DeltaTX_Dpin} = \text{TX} - \text{TXbase}.$$

39. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 38, caratterizzato dal fatto che detti valori di $\Delta_{TX} D_{pin}$ sono correlati linearmente (47) con detto D_{pin} , detti valori aumentano al crescere del D_{pin} .

40. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 26, caratterizzato dal fatto che detta correzione $\Delta_{TX} D_{pout}$ viene espressa direttamente in funzione della perdita misurata D_{pout} .

41. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 40, caratterizzato dal fatto che vengono considerate:

- tre temperature ambientali (giornata estremamente fredda, condizioni secondo la norma ISO, giornata estremamente calda);

- tre perdite di pressione sullo scarico (0, 100 e 200 mm di acqua);

- caratteristiche di carico secondo una legge cubica.

42. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 41, caratterizzato dal fatto che sono effettuate nove simulazioni imponendo il raggiungimento del valore di C/A desiderato, al fine di realizzare il riferimento, essendo poi riportati su un grafico in funzione di PR i valori di TX

correnti, una differenza tra detto grafico e le curve base fornendo detto DeltaTX_Dpout, e cioè in formula:

$$\text{DeltaTX_Dpout} = \text{TX} - \text{TXbase}.$$

43. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 42, caratterizzato dal fatto che detti valori di DeltaTX_Dpout sono correlati linearmente (47) con detto Dpout, detti valori aumentano al crescere del Dpout.

44. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 35, 39 e 43, caratterizzato dal fatto che una correlazione per calcolare la massima temperatura di scarico TX è:

$$\begin{aligned} \text{TX} = \text{TTX}(\text{PCNLP}, \text{PR}) / ((518,67/\text{TCD})^{\text{X}(\text{PCNLP})}) + \\ + \text{DeltaTX_RH} (\text{DeltaSH}) + \\ + \text{DeltaTX_Dpin} (\text{Dpin}) + \\ + \text{DeltaTX_Dpout} (\text{Dpout}). \end{aligned}$$

45. Metodo di controllo secondo la rivendicazione 1 o 19, caratterizzato dal fatto che detta turbina a gas a doppio albero è dotata di sistema di abbattimento ossidi di azoto (NOx) a secco.

Ing. Barzanò & Zanardo Milano S.p.A.

SIN/

I MANUTENZIONE
(firma)

(per sé e per gli altri)

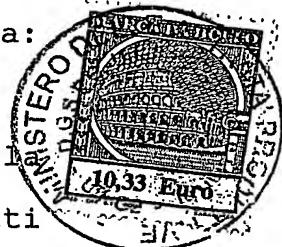
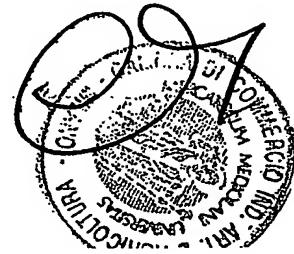


Fig.1

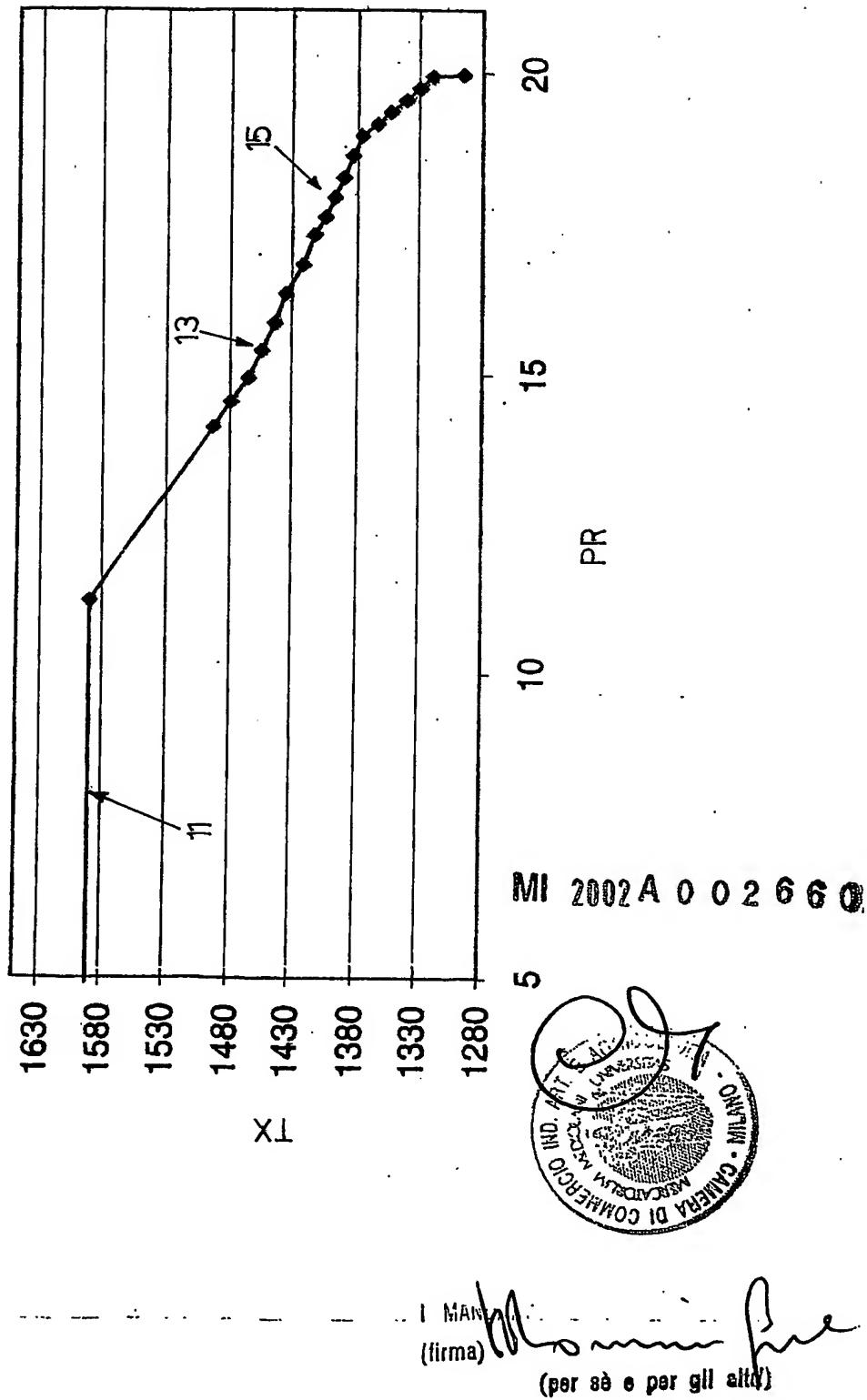
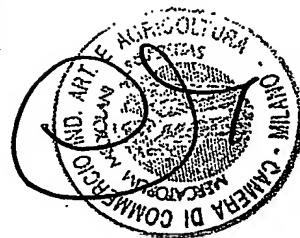
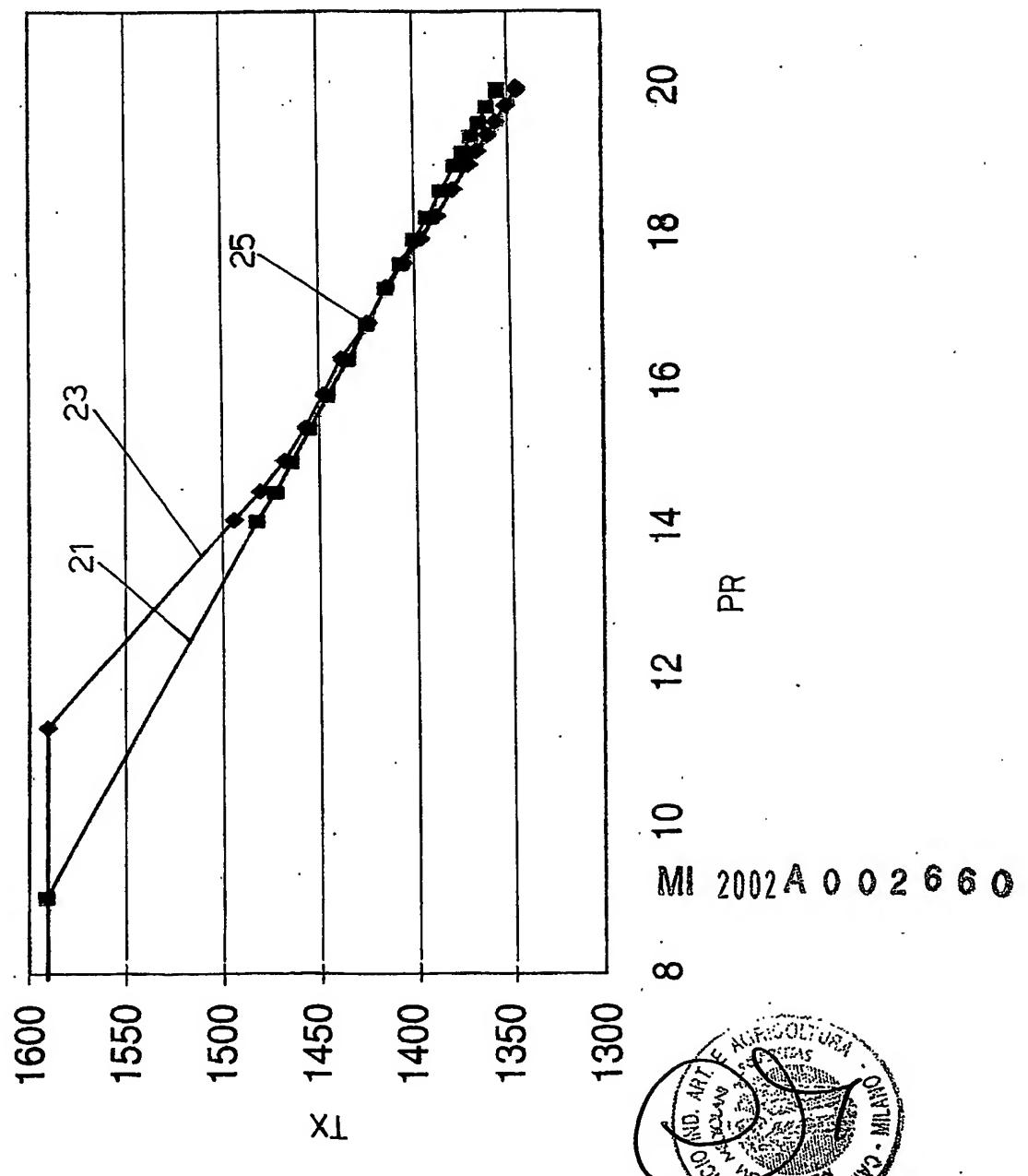


Fig. 2



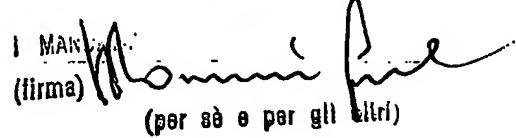
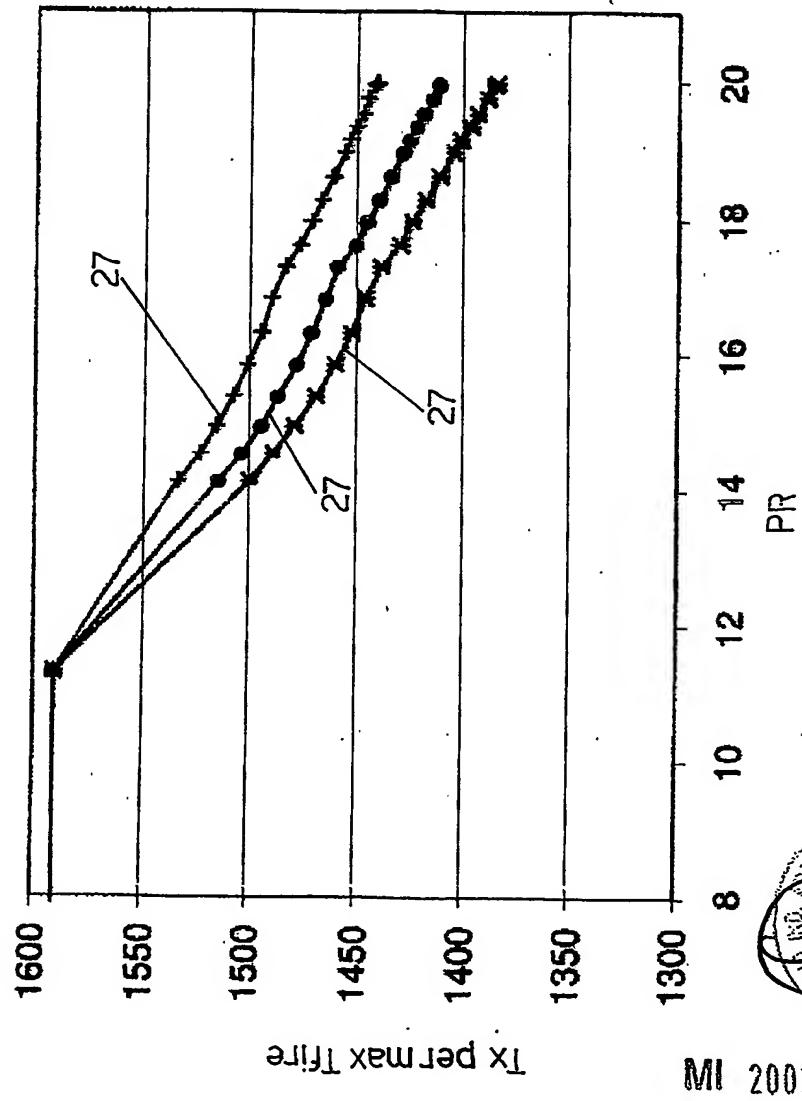
I MAN
(firma) 
(per sé e per gli altri)

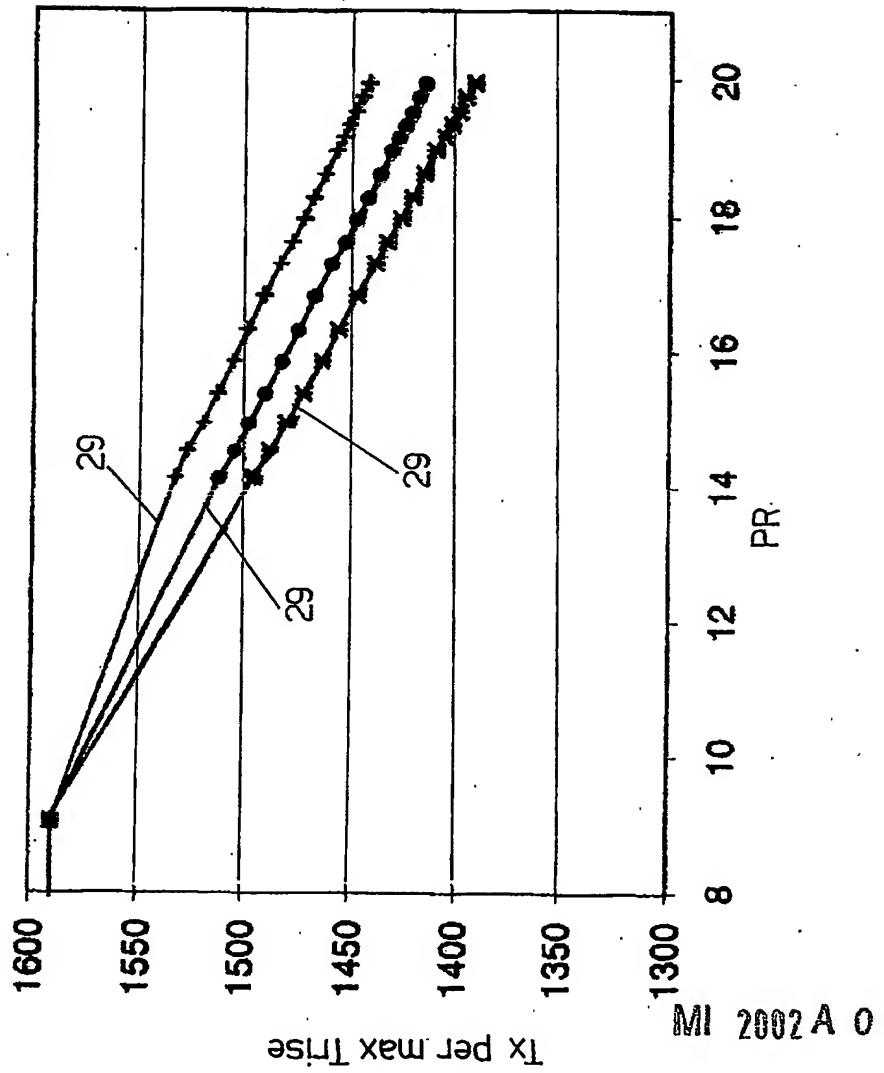
Fig. 3



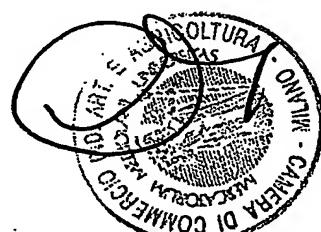
0996 2002 A 002660

I MANO (firma) (per sé e per gli altri)

Fig.4

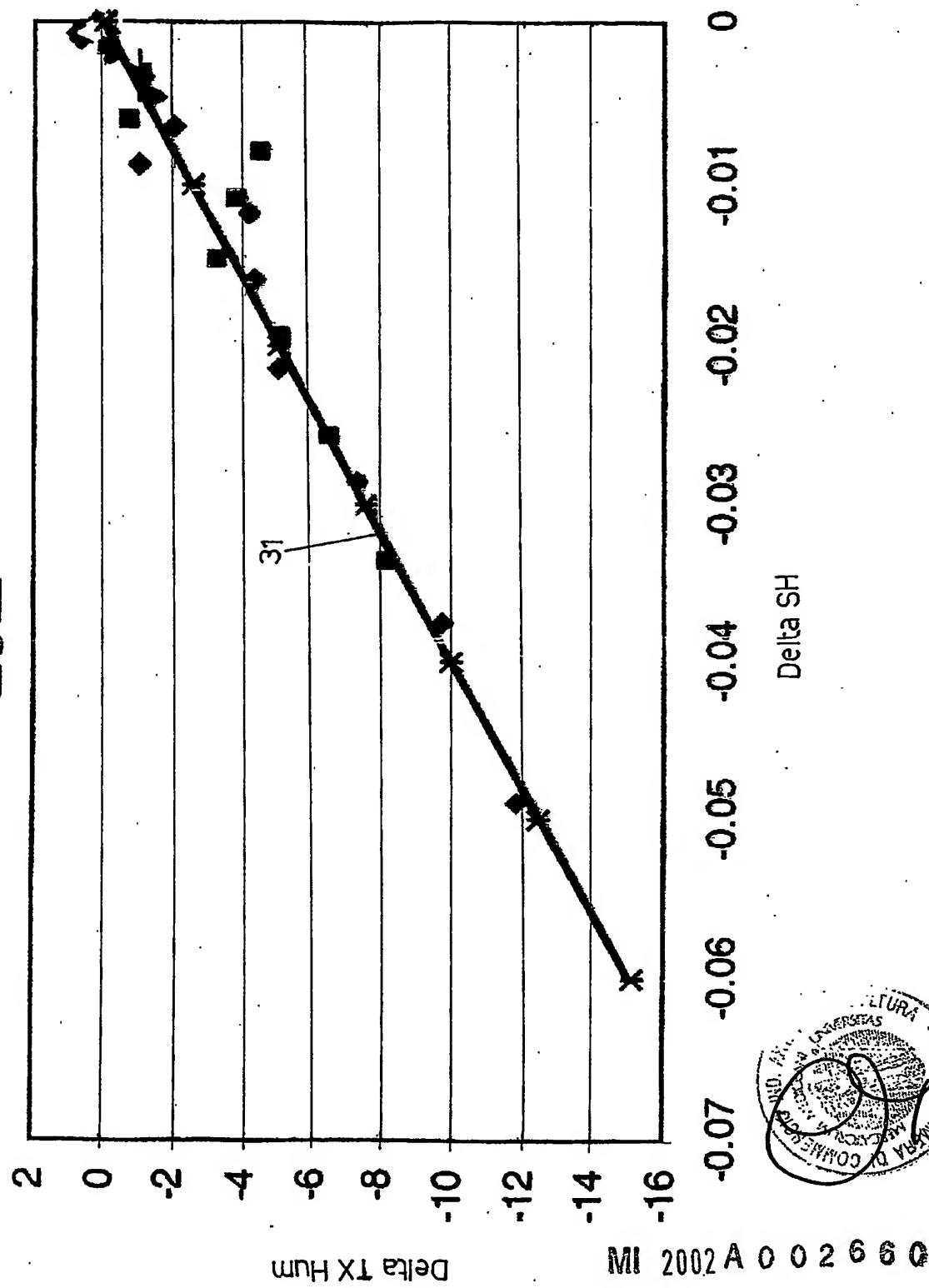


IM 2002 A 002660



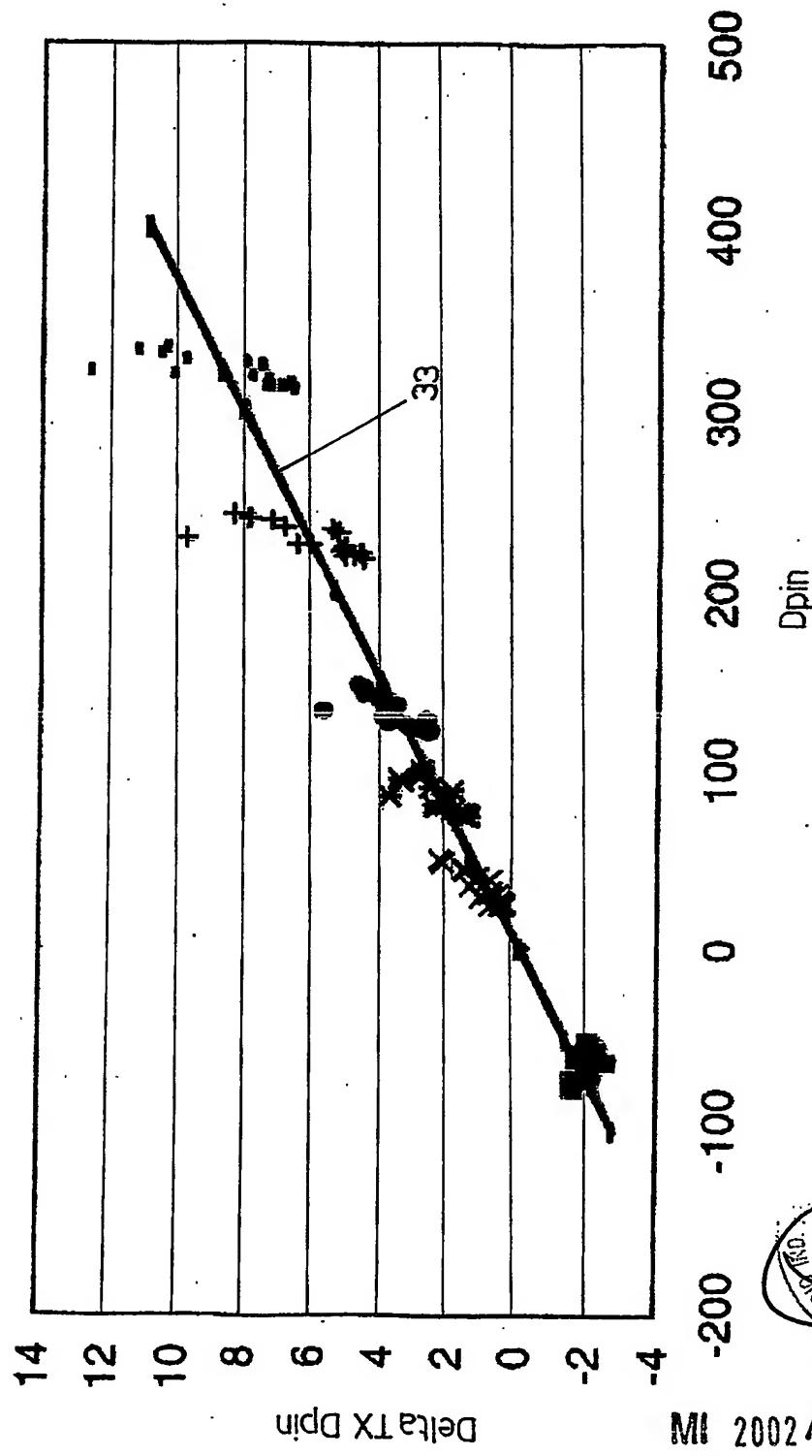
firmare
(per sé e per gli altri)

Fig.5



18/06/2002
M. M. (firma)

Fig. 6



MI 2002 A 0 0 2 6 6 0

I MANDATORI
(firma)

(per sé e per gli altri)

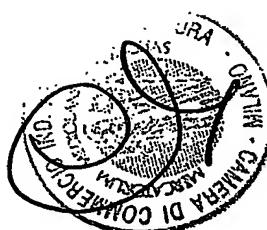
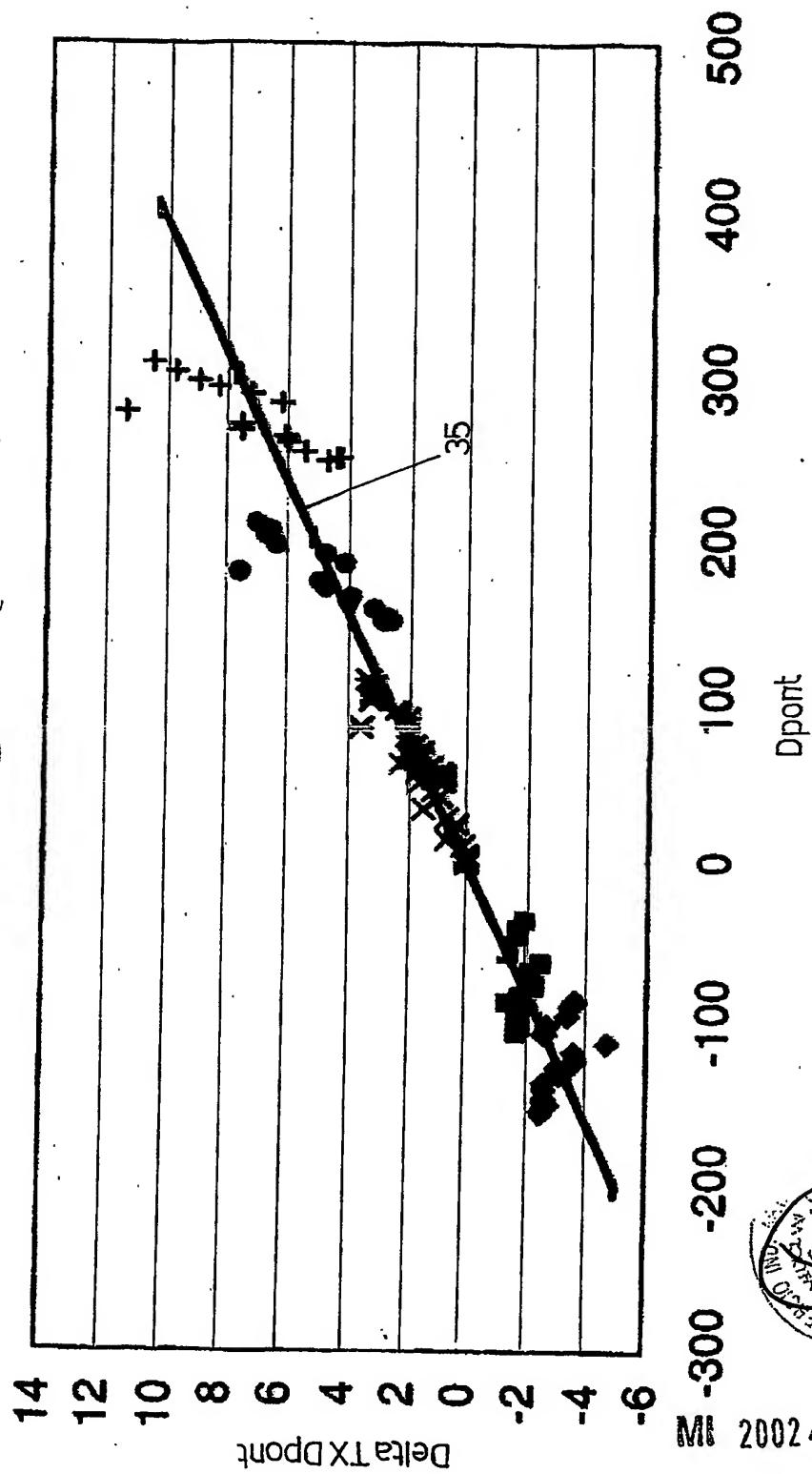


Fig.7



2002 A 002660

MANDARINI
(firma)

(per sé e per gli altri)

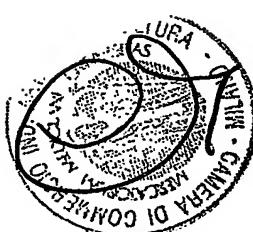
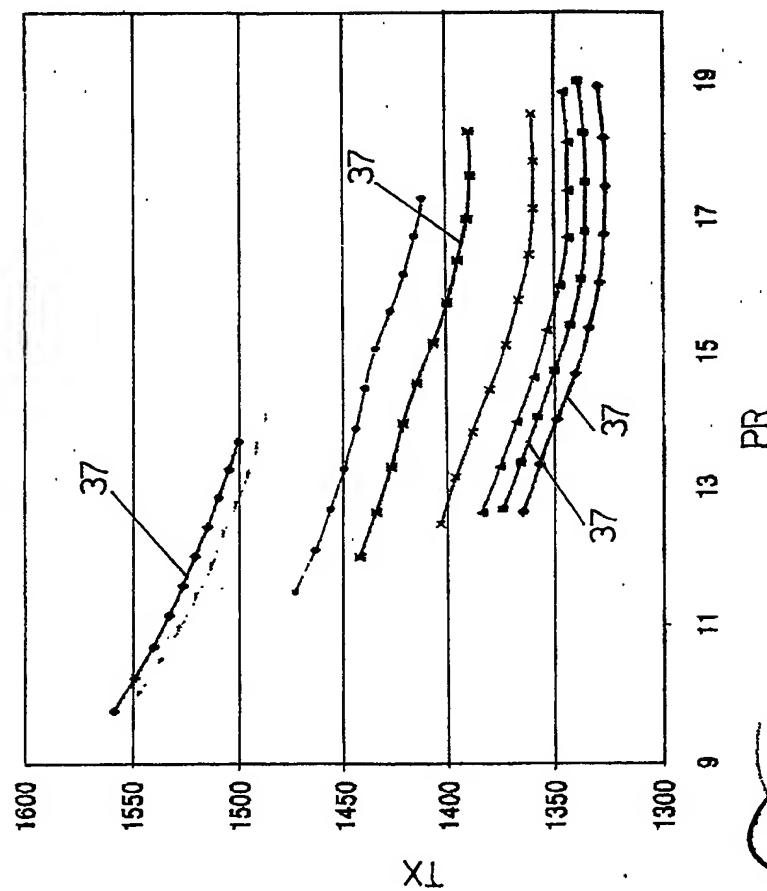
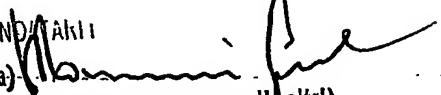


Fig. 8



MI 2002 A 0 0 2 6 6 0

I MANDATARI
(firma) 
(per sé e per gli altri)

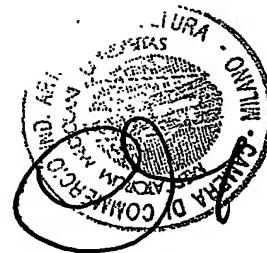
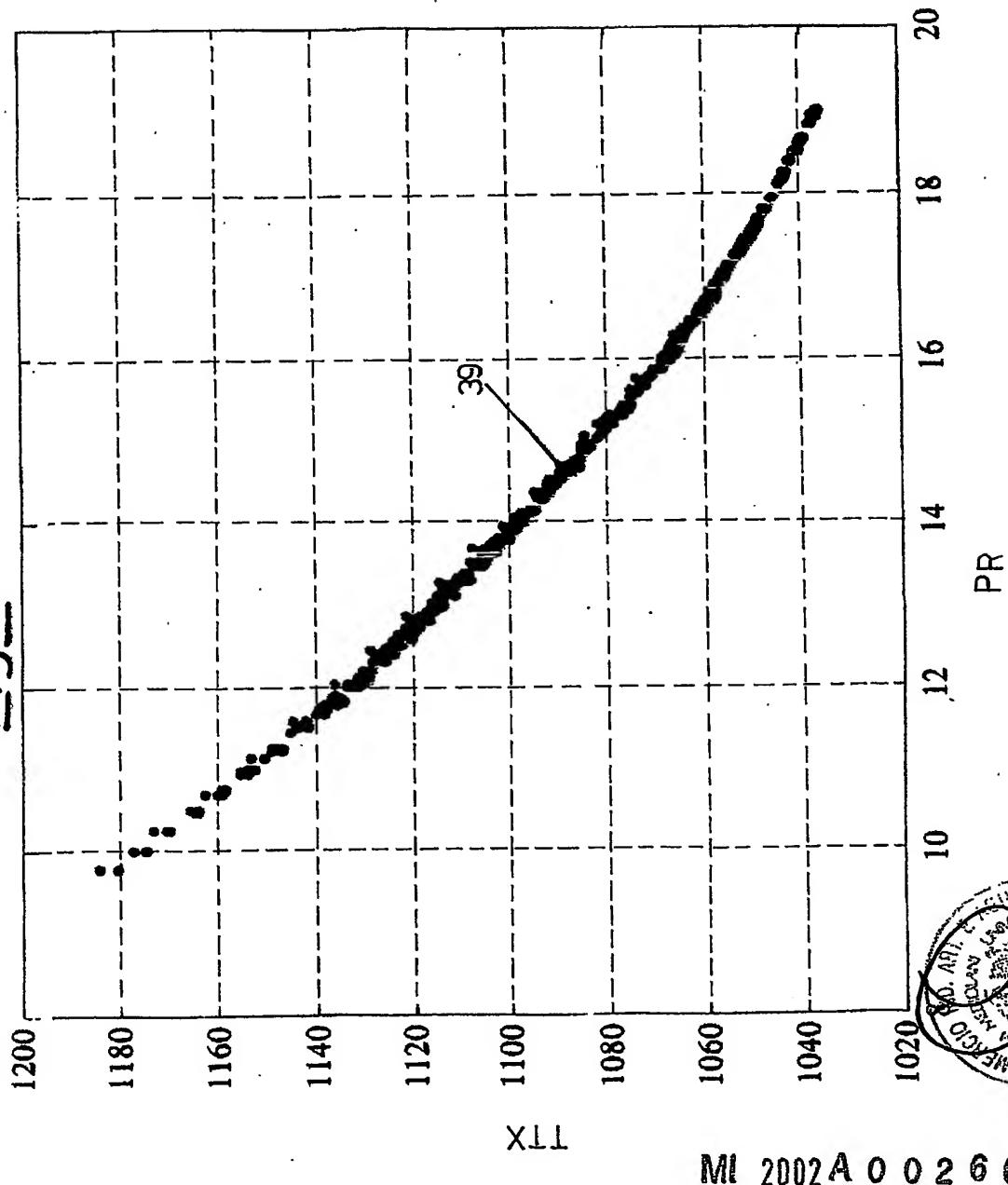


Fig.9



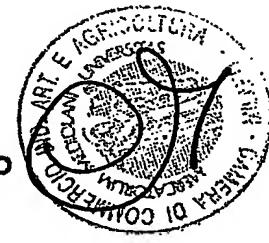
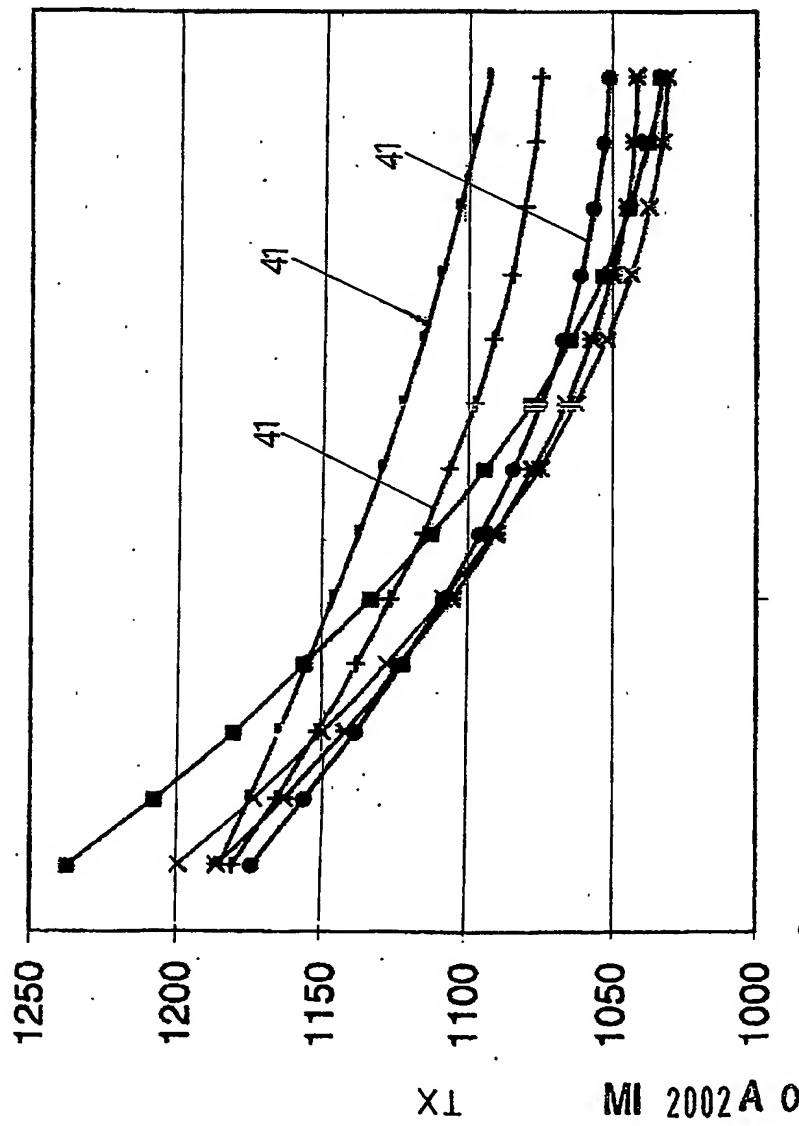
MI 2002A 002660



I MANDATARI
(firma)

(per sé e per gli altri)

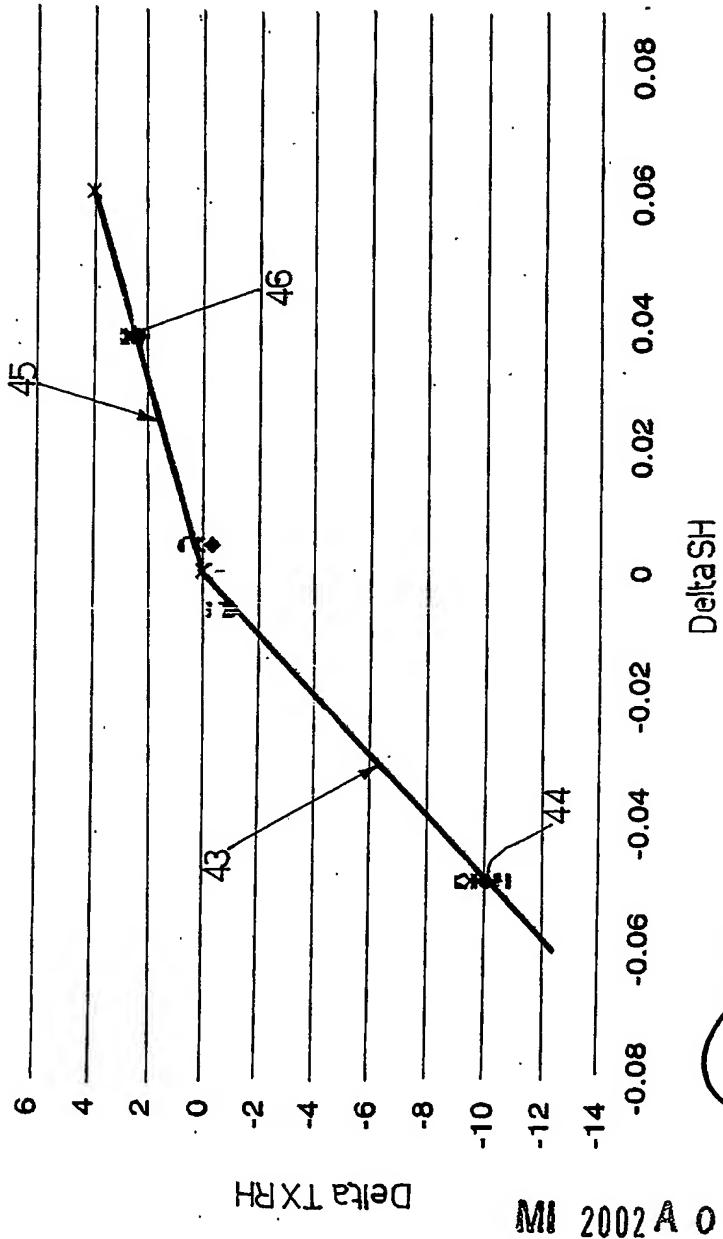
Fig.10



I - MANDATARI
(firma) *[Handwritten signature]*

(per me & per gli altri)

Fig. 11

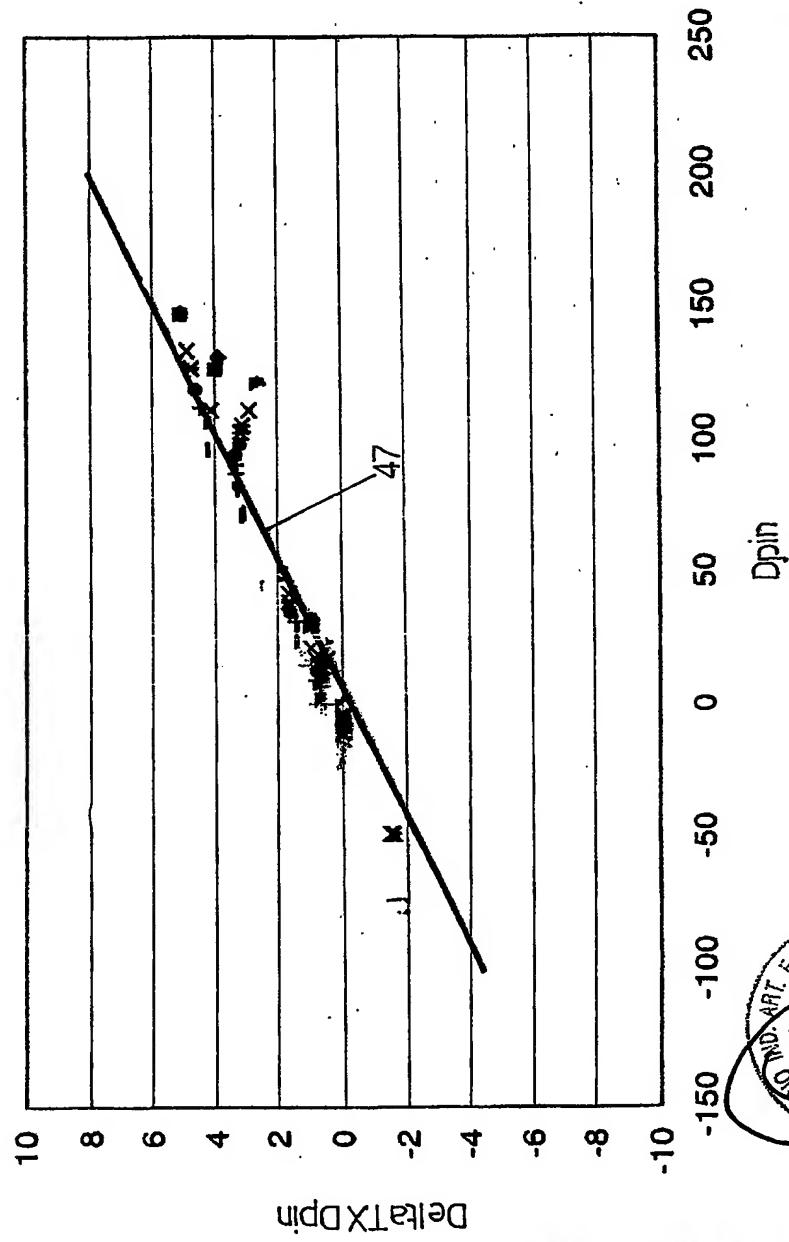


MI 2002A 002660

L. M. MUEHLBACH
(Limb)

J. 86. 927 (2001)

Fig.12



MI 2002A 002660

Ministrazione
Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti
Dipartimento delle Infrastrutture e dei Trasporti
Regione Lazio

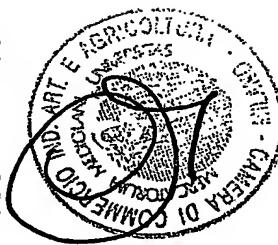
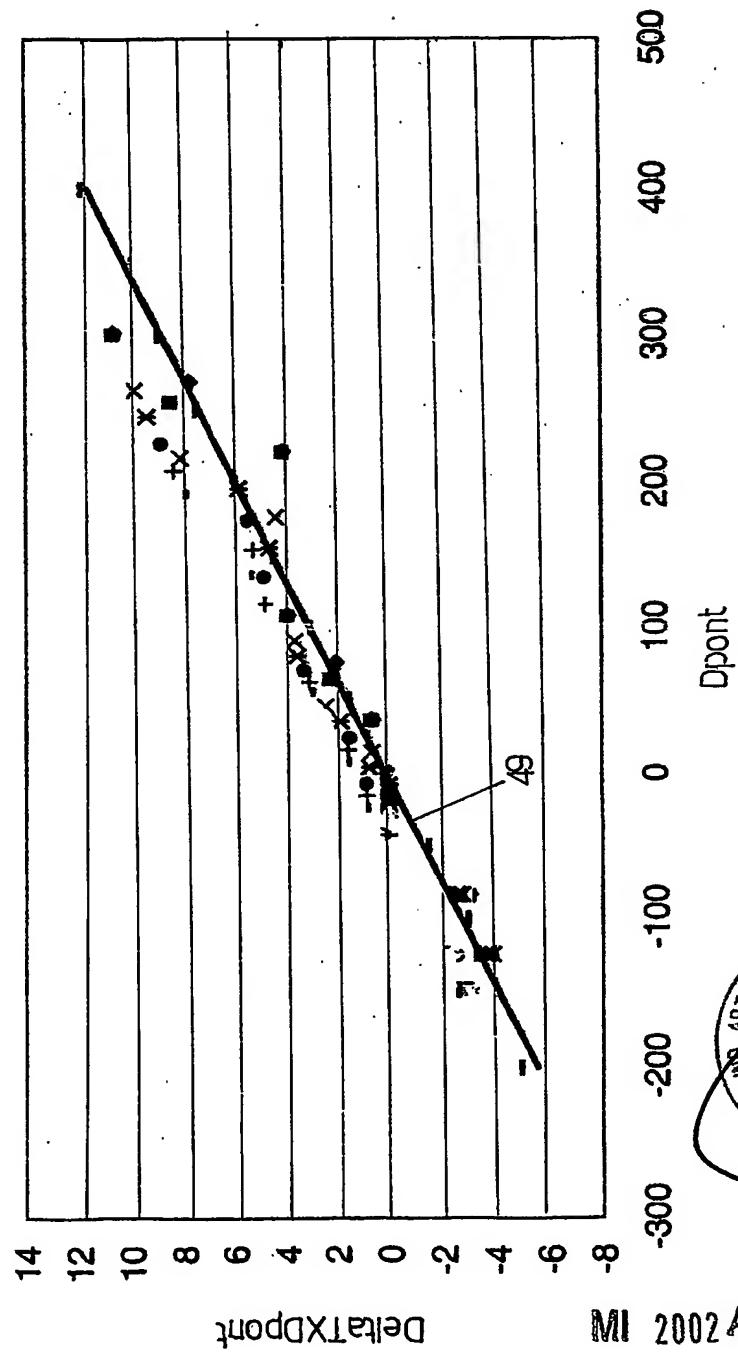
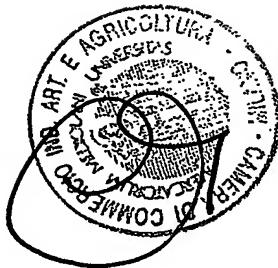


Fig.13



MI 2002 A 002660



... 5 min f

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.